

小型化急速空気弁の弁体に作用する空気力と寸法決定法について

Decision Method of Dimension and Air Force Operating on Float of Compact Quick Exhaust Air Valve

矢野敏雄*

岩崎正博**

Toshio Yano, Masahiro Iwasaki

本報告は遊動弁体と弁体案内のみによって成る新規構造の小型化急速空気弁に関するものであり、遊動弁体およびその周辺の形状寸法とこの弁体に作用する空気力との関係を考察し、これをもとにして、排氣中に水が来ない段階で大空気が閉塞する障害を防ぐためにはこれらの形状寸法をどのようにして決定すべきかを示した。

1) 遊動弁体の上面形状については、弁体案内の下穴を閉塞した状態で遊動弁体に作用する空気力が下向きになるように決める。

2) 弁体案内の下穴の径については、遊動弁体と弁体案内の隙間を設定したうえで、遊動弁体に作用する空気力が下向きにも上向きにも発生しないように決める。

3) 空気弁差圧9.8kPaにおいて吸い付き現象が起こるかどうかを、空気弁差圧1kPa程度の低圧空気を用いた実験結果から推定できる。

This report is related to the new compact quick exhaust air valve composed only of a float and a float guide. The relationship between shape and dimension of float and air force operating on this float was made clear. Then, the decision method of shape and dimension of these components, so that a large valve port could not be closed by the float in exhausting in case of no water, was shown.

1) The upper shape of float is decided so that air force operating on float looks downward in closing bottom orifice of float guide.

2) The bottom orifice diameter of float guide is decided so that air force operating on float looks neither downward nor upward after the gap between float and float guide set.

3) It can be inferred from experimental result in low pressure air of differential pressure 1kPa nearly whether float is blown upward in differential pressure 9.8kPa or not.

1. 緒 論

水道に用いる空気弁の規格としてJIS B 2063がある。これには単口空気弁、双口空気弁および急速空気弁が規定されている。単口空気弁および双口空気弁は1931年に水道協会において水道用排気弁として規格制定されたものである。また急速空気弁は1928年英国特許に開示されたことに始まるものであり、日本では「水道施設設計指針・解説 1977年版」にはじめて掲載された。

急速空気弁は小型でありながら大量排気的能力が高く、双口空気弁に比較して何倍もの速さで管内の空気を排出することができ、その能力の高さから急速空気弁の場合の大量排気を特に急速排気と呼んでいる。現在では新設の空気弁のほとんどが急速空気弁である。

現在、公共工事のコスト縮減をねらって路面から水道管までの深さの基準が見直されようとしている。そこで空気弁においてもその高さ寸法を低減しなければならないという課題に迫られている。

この弁は初期通水時に管内の空気を急速排気するが、排気の途中まだ管内が充水されていない段階で、遊動弁体が空気流の力で大空気に吸い付けられて、これを閉塞するということがある。前記のJISでは、急速空気弁

の入口の圧力（以後、空気弁差圧と呼ぶ）が9.8kPa以下でこの現象が起こってはならないとしている。

空気弁の弁内各部の形状寸法を様々に変えると、この現象が起こったり、起こらなかったりする。また、遊動弁体と弁体案内との隙間や弁体案内の下穴の径を変えることによってまた同様である。

そこで吸い付き現象が生じないように遊動弁体およびその周辺の形状寸法を決定するにはどのようにすべきかということが課題になる。

本報告では遊動弁体およびその周辺の形状寸法とこの弁体に作用する空気力との関係を求め、これをもとに吸い付き現象を起こすことのない空気弁を得るにはこれらの寸法をどのようにして決定すべきかを導いた。この寸法決定の方法は、今回大幅に小型化した新規構造の急速空気弁を開発するに当たって用いたものである。

記号

D：遊動弁体の直径

d_e：遊動弁体と弁体案内の隙間

d_b：弁体案内の下穴の径

f：遊動弁体に作用する空気力

p：圧力

S：面積

* 国立和歌山工業高等専門学校 機械工学科 助教授

** バルブ事業部

- θ : 弁体表面と垂線とがなす角
 ζ : 流路抵抗係数
 添え字 a : 弁体案内の下穴の直下
 b : 遊動弁体の下面
 c : 遊動弁体と弁体案内の隙間
 h : 弁体案内の下穴
 j : 遊動弁体の上面
 je : 遊動弁体の上面の外周縁部

2. 小型化急速空気弁の構造と動作

JIS B 2063に規定されている従来型の急速空気弁は、図1に示すように、弁箱、フロート弁体、小空気孔弁座を設けた遊動弁体、フロート弁体案内および大空気孔を設けたふたからなる。ここで大空気孔は遊動弁体によって、

また小空気孔はフロート弁体によって開閉され、その動作は表1のように急速排気、急速排気完了、圧力下排気および急速吸気の4通りに分けられる。

これに対し新規構造の小型化急速空気弁は図2のように、水より軽い弁体案内が上下動自在に動いて小空気孔弁座を開閉するように設けられている点に特徴があり、従来型のものとは違ってフロート弁体を有さないで、大幅な小型化を図ることができる。その動作については表1のように、急速排気、急速排気完了、圧力下排気および急速吸気の4通りに分けられ、従来型の場合と変わるところはない。

呼び径75mmの小型化急速空気弁の外観の写真を図3に示す。その概略寸法などを従来型急速空気弁と比較して表2に示す。また遊動弁体および弁体案内の写真を図4に示す。

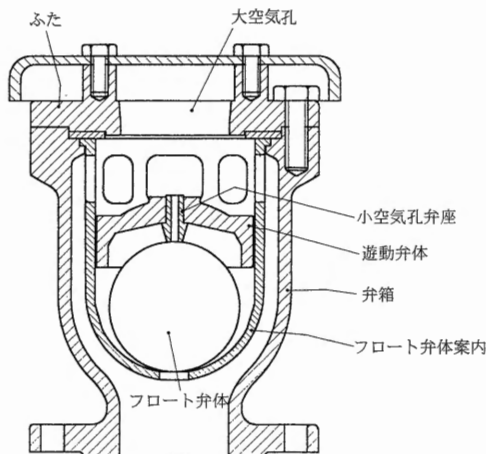


図1 従来型の急速空気弁の構造
 Fig.1 Construction of usual quick exhaust air valve

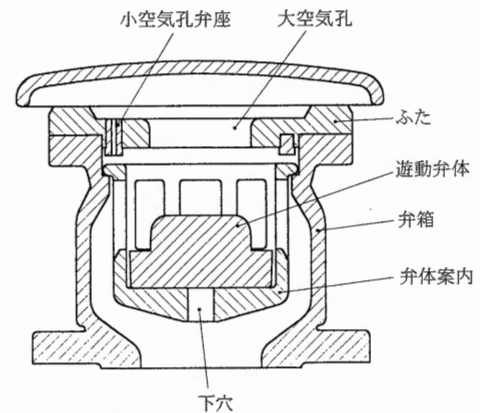


図2 新規構造の小型化急速空気弁の構造
 Fig.2 Construction of new compact quick exhaust air valve

表1 急速空気弁の動作説明
 Table 1 Performance description of quick-exhaust-air-valve

	急速排気	急速排気完了	圧力下排気	急速吸気
JIS 急速空気弁				
小型化急速空気弁				



図3 新規構造の小型化急速空気弁の外観
Fig.3 Appearance of new compact quick exhaust air valve

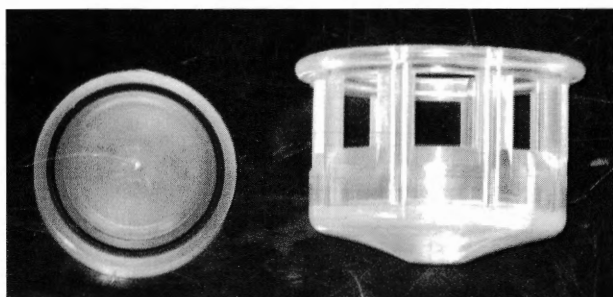


図4 遊動弁体および弁体案内の写真
Fig.4 Picture of float and float guide

表2 呼び径75mm 急速空気弁の寸法・質量
Table 2 Dimension and weight of 75mm dia. quick exhaust air valve

	高さmm	カパー直径mm	質量kg
当社従来型急速空気弁	285	230	30
小型化急速空気弁	190	230	17

3. 寸法決定の方法

遊動弁体に作用する空気力が上向きで、しかもこれが遊動弁体の重量より大きいと吸い付き現象が起こる。これを防止するために弁内各部の寸法を変えて遊動弁体に作用する空気力が下向きになるようにすると、今度は水流下において遊動弁体に作用する力が下向きになる。それが遊動弁体の浮力と重力の差し引きの力より大きくなると、遊動弁体が浮上せず、大空気口からの放水が止まらないという障害が発生する。そこで各部の寸法を決定するに当たっては遊動弁体に作用する空気力は上向きにも下向きにも発生することがないないようにしなければならない。

ところで本空気弁の大空気孔の口径は、小型化対策のため従来型のものよりもかなり小さく作られている。従来型であると呼び径が75mmの場合、口径の実寸法は約

75mmであったが、本空気弁の場合その寸法は63mmである。そのため遊動弁体上方での空気流はかなり高速となり、遊動弁体の上面の圧力の分布状態は、遊動弁体の上面形状を僅かに変えただけで大きく変化し、それに伴って遊動弁体に作用する空気力も大きく変化すると考えられる。この点が小型化された空気弁において遊動弁体の形状を決定する際、注意を要するところである。

遊動弁体に作用する空気力 f は、図5のように遊動弁体の上面に分布する圧力 p_j が下向きに作用する力、すなわち、 $\sum p_j \cos \theta dS_j$ と遊動弁体下面の圧力 p_b が遊動弁体を押し上げる力 $p_b S_b$ の2つによって成る。

$$f = p_b S_b - \sum p_j \cos \theta \cdot dS_j \quad (1)$$

$\sum p_j \cos \theta dS_j$ がどのような値になるかは遊動弁体上面の形状如何による。

次に、遊動弁体の下面の圧力 p_b はいずれの箇所でも同一と言うことにはならない。特に外周縁部は下方に突起し、この部分は高速となって、中央部の圧力より低くなる。しかしながらここでは簡略化して下面 b 全体が同一圧力 p_b になると仮定している。

p_b の大きさについて検討する。図5において a から h

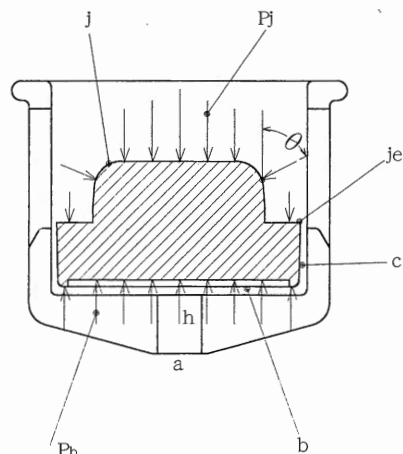


図5 新規構造の小型急速空気弁の弁体周囲の圧力分布
Fig.5 Pressure distribution around float of new compact quick exhaust air valve

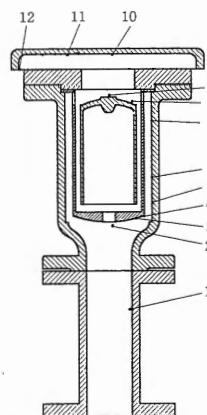


図6 従来型の急速空気弁の圧力測定箇所
Fig.6 Pressure measurement point of usual quick exhaust air valve

およびcを通過してjeに至る流路について、

$$p_a - p_b = \zeta_h \rho Q^2 / 2 \quad (2)$$

$$p_b - p_e = \zeta_c \rho Q^2 / 2 \quad (3)$$

これらの式から

$$p_b = (p_a - p_e \zeta_h / \zeta_c) / (1 - \zeta_h / \zeta_c) \quad (4)$$

ここで $d_h \gg d_c$ なら $\zeta_h / \zeta_c \approx 0$ であり、

$$f = p_a S_b - \sum p_i \cos \theta \cdot dS_i$$

また、 $p_a > p_i$ であるから f は必ずプラスとなる。すなわち、 d_h が十分大きいと f は必ず上向きとなる。

つぎに d_h が大きくなると p_b はこれに応じて大きくなる。すなわち f は d_h に関して増大する。

従って $d_h = 0$ のときに f がマイナス、すなわち、下向きになるように弁体の上面形状を定めれば、必ず f が0となるような d_h が存在する。

以上から明らかなように、 $d_h = 0$ のとき、すなわち、下穴を閉塞するとき f がマイナス、すなわち、下向きになるように弁体の上面形状を定め、その後適当な d_c を設定したうえで、 d_h を徐々に大きくして f が下向きから上向きに転じるころの d_h を求めると、これが求める d_h である。

4. 遊動弁体空気力の向きを調べる実験

以上からわかるように、遊動弁体の形状寸法を決定するには f の向きが問題になる。JISの規程によって吸い付きが起こるか起こらないかを確かめる場合には、空気弁差圧は9.8kPaを用いるが、9.8kPaで吸い付きが起こる

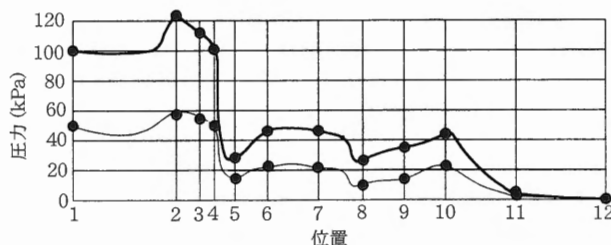


図7 従来型の急速空気弁の圧力分布
Fig.7 Pressure distribution of usual quick-exhaust-air-valve

か起こらないかを推定するために f の向きを調べるには、これよりずっと低い空気弁差圧を用いることで足りると考えられる。

このとき各々の空気弁差圧での排気流の圧縮率およびレイノルズ数は同一にはならないから、厳密な意味では2つの空気弁差圧での弁内空気流についての比例則は成り立たない。そこでどの程度の比例関係にあるかを見るため図6に示すような長い筒状の遊動弁体でなる従来構造の空気弁を用い、遊動弁体を固定して弁差圧を100kPaおよび50kPaとしたときの弁内各部の圧力を測定した。その結果を図7に示す。いずれの箇所においても50kPaのときの圧力は100kPaのときのほぼ1/2であって、圧力関係に限定すれば、比例関係が成り立っていると仮定して差し支えない。

低い空気弁差圧を用いて f の向きを調べるには、図8

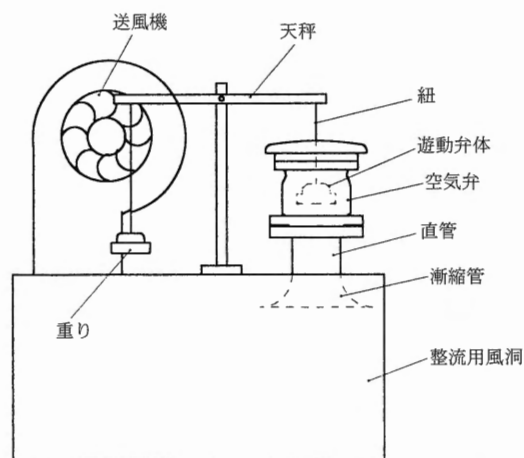


図8 弁体に作用する空気力の向きを調べる実験装置
Fig.8 Test apparatus for measurement of air force

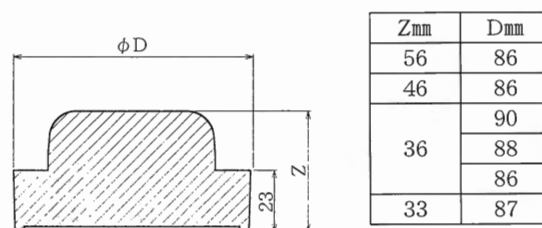


図9 遊動弁体の形状・寸法
Fig.9 Shape and dimension of float

表3 遊動弁体空気力の向き
Table 3 Direction of air force operating on float

Zmm	d _h mm D mm	0	2	4	6	8	10	12	14	16
36	90	↓				↓		↑	↑	↑
	88	↓				↓		↓	↓	↑
	86	↓				↓		↓	↓	↓
36		↓				↓		↓	↓	↓
46	86	↓				↓		↓	↑	↑
56		↑				↑		↑	↑	↑
33	87	↓				↓		↓	↑	↑

に示す方法を用いた。すなわち、空気弁のカバー中央を貫通する紐で遊動弁体の上部中央を吊り、紐の他端は天秤の一端に取り付け、天秤の他端には遊動弁体と同重量の重りを取付け、送風機からの空気を整流用風洞、漸縮管および直管を通して空気弁から排気する。 f が上向きであると遊動弁体は浮上して大空気口を閉塞し、下向きであると底部に付いたままである。

実験に用いた空気弁の呼び径は75mmである。また弁体案内は d_h が0, 8.6, 11.8, 12.8, 14.4および16.0mmの6通りのものを使用した。

実験結果を表3に示す。ここで空気弁差圧はほぼ1kPaである。

$Z = 56$ mm, $D = 86$ mmでは $d_h = 0$ で f が上向きである

論文・報告

ので、 f が下向きから上向きに転じるころの d_h を求めることは出来ない。他の場合は $d_h = 0$ で f が下向きである。この内 $Z = 36\text{mm}$ 、 $D = 86\text{mm}$ 以外は f が下向きから上向きに転じる d_h を見つけることができた。 $Z = 36\text{mm}$ 、 $D = 86\text{mm}$ の場合は $d_h = 16\text{mm}$ 以上で f が下向きから上向きに転じると推察される。

5. 動作確認の実験

表3から分かるように $z = 33\text{mm}$ 、 $D = 87\text{mm}$ の場合に f が下向きにも上向きにも発生しない d_h は 12.8mm と 14.4mm の間にある。

そこで、この弁体を用いてJISに規程する空気弁差圧 9.8kPa を用いて排気試験を行ったところ、 d_h が 14mm で吸い付き現象が生じ、 13mm ではこれが生じなかった。適正な d_h は 13mm と 14mm の間にあると確定することができる。これは前記の 12.8mm と 14.4mm の間という結果と良く一致する。

次いで図10の装置を用いて排気完了と同時に水流が寄せてくる状態を模擬し、このときに遊動弁体が確実に浮上して大空気口を閉止するかどうかを試験した。配管内の圧力を逃がし弁 V_0 によって調節し、 V_2 弁を全閉にしておき、入り口弁 V_1 を開放して空気と水を排出する。 V_1 を開ける速さを様々に変えて水流の速さを変えたが何れの場合も正常に排気して、充水した後すぐに大小空気口を閉止した。

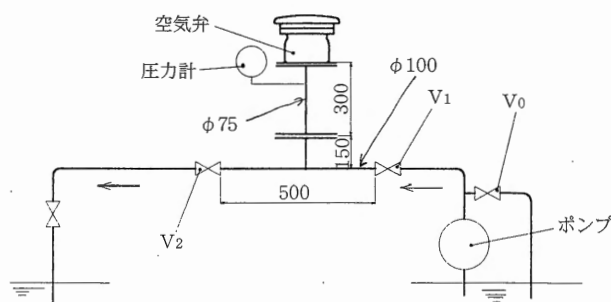


図10 実流テスト装置

Fig.10 Experimental apparatus of actual water flow

6. 吸・排気量試験

本空気弁の構造は前記のJISに規定されたものとは異なるが、その排気量についてはこの規程を満足することを目指して開発したものである。そこでこの規程に従って、図11に示す当社泉北工場の性能試験装置を用いて排気量および吸気量を測定した。測定の結果は図12に示すとおりで、 4.9kPa (500mm Aq) での排気量はJISの規定値の $11\text{Nm}^3/\text{min}$ を十分に満足している。

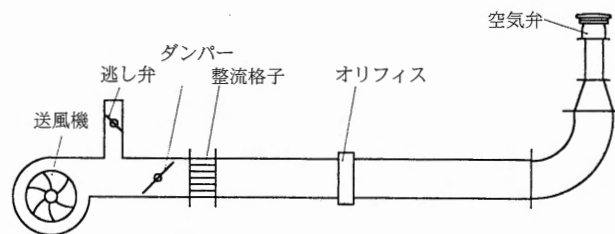


図11 排気量測定装置の概略

Fig.11 Outline of measurement apparatus of exhaust

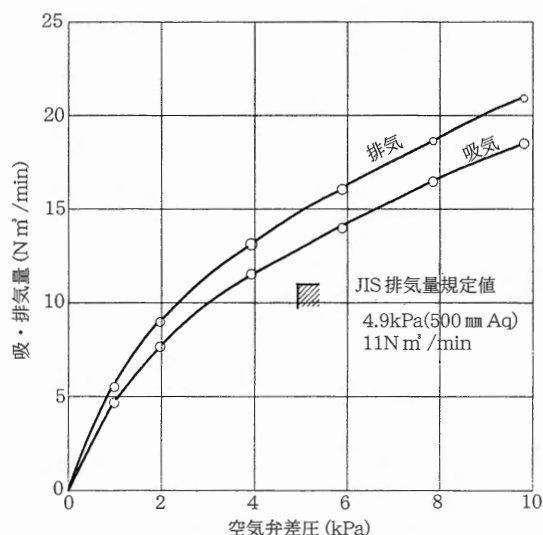


図12 小型化急速空気弁の吸・排気量特性

Fig.12 Characteristic curve of breath-exhaust volume of compact quick exhaust air valve

7. おわりに

JISの急速空気弁の排気量の規程を満足し、しかも大幅に小型化した新規構造の急速空気弁に関し、遊動弁体およびその周辺の形状寸法とこの弁体に作用する空気力との関係について考察し、これをもとに吸い付き現象を防ぐためにはこれらの形状寸法をどのようにして決定すべきかを明らかにした。

- 1) 遊動弁体の上面形状については、弁体案内の下穴を閉塞した状態で遊動弁体に作用する空気力が下向きになるように決める。
- 2) 弁体案内の下穴の径については、遊動弁体と弁体案内の隙間を設定したうえで、遊動弁体に作用する空気力が下向きにも上向きにも発生しないように決める。
- 3) 空気弁差圧 9.8kPa において吸い付き現象が起こるかどうかを、空気弁差圧 1kPa 程度の低圧空気を用いた実験結果から推定できる。

なお本報告は、株式会社栗本鐵工所と和歌山工業高等専門学校とが平成8年度に行った共同研究「空気弁の気流吸着現象の解明」の研究成果を含むものである。

参考文献

- 1) JIS B 2063-1994、水道用空気弁
- 2) Glenfield& Kennedy社：Valves controlled by pilot or relay valves、英国特許、1928
- 3) 岩本啓治編：水道施設設計指針・解説 1977年版、日本水道協会、1979、pp.342～343

執筆者

矢野敏雄

Toshio Yano

国立和歌山工業高等専門学校
機械工学科 助教授



岩崎正博

Masahiro Iwasaki

昭和52年入社

バルブの開発に従事

工学博士(東北大学)



開放特許

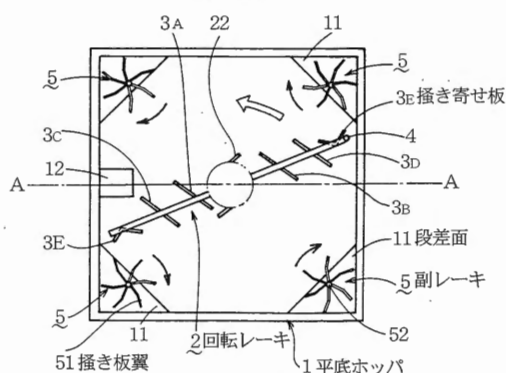
下記の技術は技術提供、技術協力の用意が有ります。
当社特許部までご連絡ください。

番号	登録番号	発明の名称
1	特許 1658507	空中放流衝撃型減勢槽
2	特許 1658508	空中放流衝撃型減勢槽
3	特許 1701843	衝撃型減勢槽
4	新案 1934163	濁水化ダム貯水池の主放流水装置
5	新案 1923799	弁のシートリング
6	新案 1923800	弁のシートリング
7	新案 2025822	電気集塵機のカスト排出装置
8	新案 2040953	断熱ダクタイル鉄管

連絡先 (株)栗本鐵工所開発室特許部 TEL 06-6538-7673
FAX 06-6538-7179

新案2025822は、回転レーキの掻き寄せ板先端の軌跡から外れる底面四隅を底面より一段高く形成し、該段差面内にそれぞれ副レーキを装着し、副レーキ掻き板翼先端は回転レーキ掻き寄せ板先端の衝打を受けて、それぞれ回動自在としたことで、簡単な構成により四隅のカストをも排出できる。

平面図



断面図

